

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number : 63-167116

(43) Date of publication of application : 11.07.1988

(51) Int.CI.

F16C 19/16

(21) Application number : 61-312962 (71) Applicant : FUJI HEAVY IND LTD

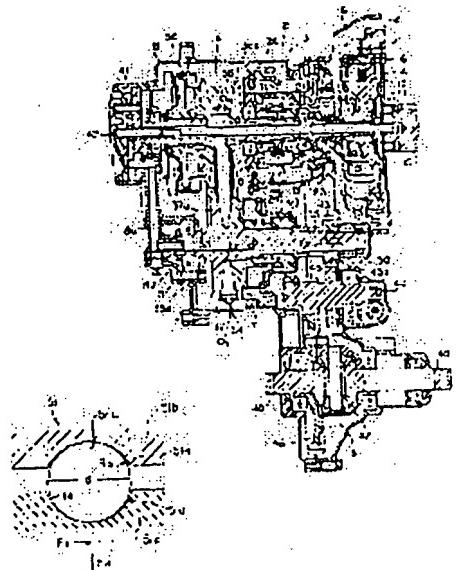
(22) Date of filing : 26.12.1986 (72) Inventor : SAKAI YASUTO
OKAMURA MINORU

(54) SUPPORTING DEVICE FOR PULLEY SHAFT OF CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(57) Abstract:

PURPOSE: To restrict the displacement in the axial direction mutually between an inner ring and an outer ring to the minimum limit, by forming the curvature of ball receiving parts of the inner ring and the outer ring in a ball bearing, which is set in the vicinity of a pulley of a pulley shaft, approaching the curvature of a ball.

CONSTITUTION: A ball bearing 51 is set to the neighboring side case of a fixed pulley 37a of a secondary pulley 37. The ball bearing 51, comprising an inner ring 51a, outer ring 51b and balls 51c, stops the inner ring 51a to a subshaft 35 while fits the outer ring 51b to a side case recessed part 8a, while the ball bearing is mounted stopping its falling off by a plate 53. And the ball bearing, which forms curvatures of both ball receiving parts 51d, 51e approaching that of the ball 51c, restricts the displacement in the axial direction.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted]

Searching PAJ

[registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of requesting appeal against
examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2000 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特許公報 (B2)

(11) 特許出願公告番号

特公平8-30526

(24) (44) 公告日 平成8年(1996)3月27日

(51) Int.Cl.
F 16 H 57/02
F 16 C 19/16

識別記号 庁内整理番号
501-B

F I

技術表示箇所

発明の数1(全5頁)

(21) 出願番号 特願昭61-312962

(22) 出願日 昭和61年(1986)12月26日

(65) 公開番号 特開昭63-167116

(43) 公開日 昭和63年(1988)7月11日

審判番号 平6-9913

(71) 出願人 99999999

富士重工業株式会社
東京都新宿区西新宿1丁目7番2号

(72) 発明者 坂井 康人

東京都東村山市廻田町4-1-36

(72) 発明者 岡村 貢

東京都杉並区久我山4-41-14

(74) 代理人 弁理士 小橋 信淳

審判の合議体

審判長 酒井 敏

審判官 西村 敏彦

審判官 野村 伸

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速機のブーリ軸支持装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】 ベルト式無段変速機を構成する一方のブーリ軸を、ブーリ近傍に配設したボールベアリングにより回転自在に軸支して、ブーリの位置決めを図る同時にブーリ軸に取付けたギヤによるスラスト荷重とベルトによるラジアル荷重とを同時に受ける構成のものにおいて、上記ボールベアリングのインナーレースとアウターレースの各ボール受け部における曲率半径を、インナーレース側の曲率半径はボール直径の50.1~50.9%に、アウターレース側の曲率半径はボール直径の50.1~51.9%に設定して、通常の標準設定値よりもボールの曲率に近似するよう小さく設定してなることを特徴とする無段変速機のブーリ軸支持装置。

【発明の詳細な説明】

【産業上の利用分野】

2

本発明は、車両のベルト式無段変速機のブーリ軸支持装置に関し、詳しくは、ベルトによるラジアル荷重とギヤによるスラスト荷重を同時に受けるペアリングの構造に関する。

【従来の技術】

従来、この種のベルト式無段変速機のギヤトレーンに関しては、例えば特開昭59-175664号公報の先行技術がある。ここで、主軸のプライマリブーリと副軸のセカンダリブーリの間にベルトが巻付けられており、副軸は更に中間減速ギヤを介して伝動構成される。ここで、ギヤは普通のギヤであってドライブ時の軸方向反力をセカンドリブーリ側に作用し、セカンドリブーリの近傍でそのブーリ片側を位置決めすると共に副軸を支持するボールベアリングで、ベルトによるラジアル荷重と上記ギヤによるスラスト荷重を受けることが示してある。

【発明が解決しようとする問題点】

ところで、ボールベアリングは、一般にボールの直径dに対しインナーレースのボール受け部の曲率半径Riは0.51d以上であり、アウターレースのボール受け部の曲率半径Roは0.53d以上に設定され、インナーレースとアウターレースの軸方向のずれが多少生じてもそれを吸収可能になっている。従って、かかるボールベアリングを上記セカンダリブーリの軸の支持に用いると、ギヤのスラスト荷重でベアリングの部分で軸方向にずれてセカンダリブーリが片側に移動し、プライマリブーリに対するセカンダリブーリの芯ずれ（ミスマライメント）が必要以上に大きくなる。そしてこの芯ずれは、ギヤの駆動力に伴うスラスト荷重の変化に対し変動する。

ここで、プライマリブーリとセカンダリブーリの芯ずれは最小限に設定されている。即ち、この芯ずれが大きいとベルトが蛇行し、多数の一列状態のエレメントに掛けてあるリングの側縁がエレメントに接して損傷し、このためベルトの耐久性を損うからである。従って、上述のボールベアリングにおける軸方向変位を抑えてブーリの芯ずれの増大を防ぐことが望まれる。

本発明は、このような点に鑑みてなされたもので、ブーリを位置決めしてラジアル荷重とスラスト荷重を受けるボールベアリングの軸方向変位を規制して、ベルトの耐久性の向上を図るようにした無段変速機のブーリ軸支持装置を提供することを目的としている。

【問題点を解決するための手段】

上記目的を達成するため、本発明は、ベルト式無段変速機を構成する一方のブーリ軸を、ブーリ近傍に配設したボールベアリングにより回転自在に軸支して、ブーリの位置決めを図る同時にブーリ軸に取付けたギャによるスラスト荷重とベルトによるラジアル荷重とを同時に受ける構成のものにおいて、

上記ボールベアリングのインナーレースとアウターレースの各ボール受け部における曲率半径を、インナーレース側の曲率半径はボール直径の50.1～50.9%に、アウターレース側の曲率半径はボール直径の50.1～50.9%に設定して、通常の標準設定値よりもボールの曲率に近似するよう小さく設定してなることを特徴とする。

【作用】

上記構成に基づき、ブーリ近傍に設置されて位置決めも兼ねているボールベアリングのインナーレースとアウターレース相互の軸方向変位が非常に小さく設定されているので、ギヤによるスラスト荷重がかかってもブーリの移動、即ちプライマリブーリとセカンダリブーリ相互の芯ずれの増大を生じないようになる。

こうして本発明では、ブーリを位置決め支持するボールベアリングの位置決め機能が強化されて、ベルトの耐久性を向上することが可能となる。

【実施例】

以下、図面を参照して本発明の一実施例を具体的に説

明する。

第1図において、本発明が適用されるものとして、電磁粉式クラッチと組合せたベルト式無段変速機の伝動系の一例について説明すると、符号1は電磁粉式クラッチ、2は無段変速機であり、無段変速機2は大別すると、入力側から前後進の切換部3、ブーリ比変換部4および終減速部5が伝動構成されて成る。そして、クラッチハウジング6の一方に電磁粉式クラッチ1が収容され、そのクラッチハウジング6の他方と、そこに接合されるメインケース7、更にメインケース7のクラッチハウジング6と反対の側に接合されるサイドケース8の内部に、無段変速機2の切換部3、ブーリ比変換部4および終減速部5が組付けられている。

電磁粉式クラッチ1は、エンジンからのクランク軸10にドライブプレート11を介して一体結合するリング状のドライブメンバ12、変速機入力軸13に回転方向に一体化的にスパイン結合するディスク状のドリブンメンバ14を有する。そして、ドリブンメンバ14の外周部側にコイル15が内蔵されて両メンバ12、14の間に円周に沿いギャップ16が形成され、このギャップ16はその内側の電磁粉を有するハウジング17と連通している。また、コイル15を具備するドリブンメンバ14のハブ部のスリップリング18に給電用ブラシ19が搭接し、スリップリング18から更にドリブンメンバ14内部を通りコイル15に結線されてクラッチ電流回路が構成されている。

こうして、コイル15にクラッチ電流を流すと、ギャップ16を介してドライブおよびトイブンメンバ12、14の間に生じる磁力線により、そのギャップ16に電磁粉が鎖状に結合して集積し、これによる結合力でドライブメンバ12に対しドリブンメンバ14が滑りながら一体結合して、クラッチ接続状態になる。一方、クラッチ電流をカットすると、電磁粉によるドライブおよびドリブンメンバ12、14の結合力が消失してクラッチ切断状態になる。そして、この場合のクラッチ電流の制御を無段変速機2の切換部3の操作に連動して行うようにすれば、パーキング(P)またはニュートラル(N)レンジから前進のドライブ(D)、スポーティードライブ(Ds)または後退のリバース(R)レンジへの切換時に自動的にクラッチ1が接続して、クラッチペダル操作が不要になる。

次いで、無段変速機2において切換部3は、上記クラッチ1から入力軸13とこれに同軸上に配置された主軸20との間に設けられる。即ち、入力軸13に前進被係合側を兼ねた後進ドライブ用のギヤ21が形成され、主軸20には後進被係合側のギヤ22が回転自在に嵌合しており、これらのギヤ21、22が軸23で支持されたカウンタギヤ24、軸25で支持されたアイドラギヤ26を介して噛合構成される、そして、主軸20とギヤ21および22との間に切換機構27が設けられる。ここで、常時噛合っている上記ギヤ21、24、26、22はクラッチ1のコイル15を有するドリブンメンバ14に連結しており、クラッチ切断時のこの部分の慣

性マスが比較的大きい点に対応して、切換機構27は主軸20のハブ28にスプライン嵌合するスリーブ29が、シンクロ機構30, 31を介して各ギヤ21, 22に噛合い結合するよう構成されている。

これにより、スリーブ29をシンクロ機構30を介してギヤ21側に噛合わせると、入力軸13に対し主軸20が直結して前進状態になる。一方、スリーブ29を逆にシンクロ機構31を介してギヤ22側に噛合わせると、入力軸13はギヤ2, 1, 24, 26, 22を介し主軸20に連結され、エンジン動力が減速逆転して後進状態になる。

ブーリ比変換部4は、上記主軸20に対し副軸35が平行配置され、これらの両軸20, 35にそれぞれプライマリブーリ36, セカンダリブーリ37が設けられ、且つ両ブーリ36, 37の間にエンドレスの駆動ベルト34が掛け渡してある。ブーリ36, 37はいずれも2分割に構成され、一方の固定ブーリ36a, 37aに対し、他方の可動ブーリ36b, 37bがブーリ間隔を可変にすべく移動可能にされ、可動ブーリ36b, 37bには、それ自体ピストンを兼ねた油圧サーボ装置38, 39が付設され、更にセカンダリブーリ37の可動ブーリ37bには、ブーリ間隔を狭くする方向にスプリング40が付勢されている。

また、油圧制御系として作動源のオイルポンプ41がプライマリブーリ36の隣りに設置される。このオイルポンプ41は高圧用のギヤポンプであり、ポンプ駆動軸42がプライマリブーリ36, 主軸20および入力軸13の内部を貫通してクランク軸10に直結し、エンジン運転中常に油圧を生じるようになっている。そして、このオイルポンプ41の油圧を制御して各油圧サーボ装置38, 39に給排油し、プライマリブーリ36とセカンダリブーリ37のブーリ間隔を逆の関係に変化して、駆動ベルト34のブーリ36, 37におけるブーリ比を無段階に変換し、無段变速した動力を副軸35に出力する。

終減速部5は、上記ブーリ変換部4の高速段側最小ブーリ比が例えば0.5と非常に小さく、このため副軸35の回転数が大きい点に鑑み、副軸35に対し1組の中間減速ギヤ43を介して出力軸44が連結される。そして、この出力軸44のドライブギヤ45にファイナルギヤ46が噛合い、ファイナルギヤ46から作動機構47を介して左右の駆動輪の車輪48, 49に伝動構成される。

一方、セカンダリブーリ側の支持装置について述べると、副軸35においてギヤ43のドライブギヤ43aの隣りのクラッチハウジング側にローラベアリング50が設置される。また、セカンダリブーリ37の固定ブーリ37aの隣りのサイドケース側にポールベアリング51が設置される。ポールベアリング51はインナーレース51a, アウターレース51bおよびポール51cから成り、インナーレース51aを副軸35の段部35aに係止すると共にロックナット52で締結し、アウターレース51bをサイドケース凹部8aに嵌合すると共にプレート53で抜止めして取付けられるのであり、ローラベアリング50についても略同様に取付けである。ここ

で、ギヤ43はヘリカルギヤであるから、ドライブギヤ43aのドライブ(D)時には軸方向反力であるスラスト荷重Fsは実線の矢印のようにブーリ側に作用し、減速および後進(R)時にはそのスラスト荷重Fsが破線の矢印のように逆向きに作用する。

そして上記両ペアリング50, 51により、セカンダリブーリ37と副軸35の軸方向の位置決めを行うと共に、回転自在に支持する。またポールベアリング51では、ベルト張力によるラジアル荷重Frの大部分と、減速等に比べて大きいドライブ時のスラスト荷重Fsとを受けるようになっている。従って、ドライブ時のスラスト荷重Fsによるポールベアリング51の軸方向変位が直接的に、プライマリおよびセカンダリブーリ36, 37の中心Op, Osのずれに影響する。

そこで、ポールベアリング51自体の構成が第2図(a)のようになっている。即ち、ポール51cの直径をd, インナーレース51aのポール受け部51dの曲率半径をRi, アウターレース51bのポール受け部51eの曲率半径をRoとするとき、ペアリングとして成立するには、 $Ri, Ro > d/2$ である。そこで一般的には、 $Ri > 0.51d, Ro > 0.53d$ 程度に設定されて、インナーレース51aとアウターレース51bの多少の軸方向変位を吸収する構成になっている。しかるに、両ポール受け部51d, 51eの曲率をポール51cのものに近似させて、軸方向変位を規制しており、その曲率半径Ri, Roは上記一般的なもの以下の通りである。

$$Ri = 0.501 \sim 0.509d$$

$$Ro = 0.501 \sim 0.519d$$

のようにならざるを得ない。これにより軸方向変位は、第2図(b)のようにならざるを得ない。これにより軸方向変位は、第2図(b)のようにならざるを得ない。

また第2図(c)は、本発明による計測データであつて、インナーレースの曲率半径 $Ri = 0.505d$ として無段变速機の最小变速比全開走行時相当の軸方向荷重とラジアル荷重を作らせたときの軸方向変位を示す。これによると、アウターレースの曲率半径Roが小さければ小さい程変位は小さくなる傾向にある。しかし、前に述べたように、理論的には $Ro > 0.50d$ でなければならないので、上述のような範囲の値が導き出される。

上記構成により、クラッチ1の係合によりエンジン動力が前後進切換部3を介してブーリ比変換部4のプライマリブーリ36に入力し、両ブーリ36, 37とベルト34で無段变速した動力が副軸35に出力し、これがギヤ43以降の車輪側に伝達して車両走行する。このとき、伝達トルクに応じて変化したラジアル荷重Frとスラスト荷重Fsとをポールベアリング51で受けているが、このポールベアリング51の軸方向変位が最小に規制されていることで、セカンダリブーリ37のスラスト荷重Fsによる移動も規制される。そこで、ブーリ36, 37の芯ずれは設計された初期値に保持され、ベルト34の必要以上の蛇行が防止されるのである。

7

なお、ボールベアリングの部分に、軸方向変位の少ないものとして3点または4点の多点接触ペアリングを用いることも考えられるが、大きいベルトによるラジアル荷重に対する対策を考慮する必要がある。

【発明の効果】

以上に述べてきたように、本発明によれば、ポールベアリングのインナーレースおよびアウターレースの各ポール受け部の曲率半径が、ポール直径に対し通常のそれぞれの標準設定値(51%, 53%)よりも小さく設定されていることから、軸に取付けたギャによるスラスト荷重が primary 軸に作用する際、インナーレースとアウターレースの相互間における軸方向の変位量が通常のものより小さくなる。

10

り、両ブーリ相互間の芯ずれが最小限に抑制される。

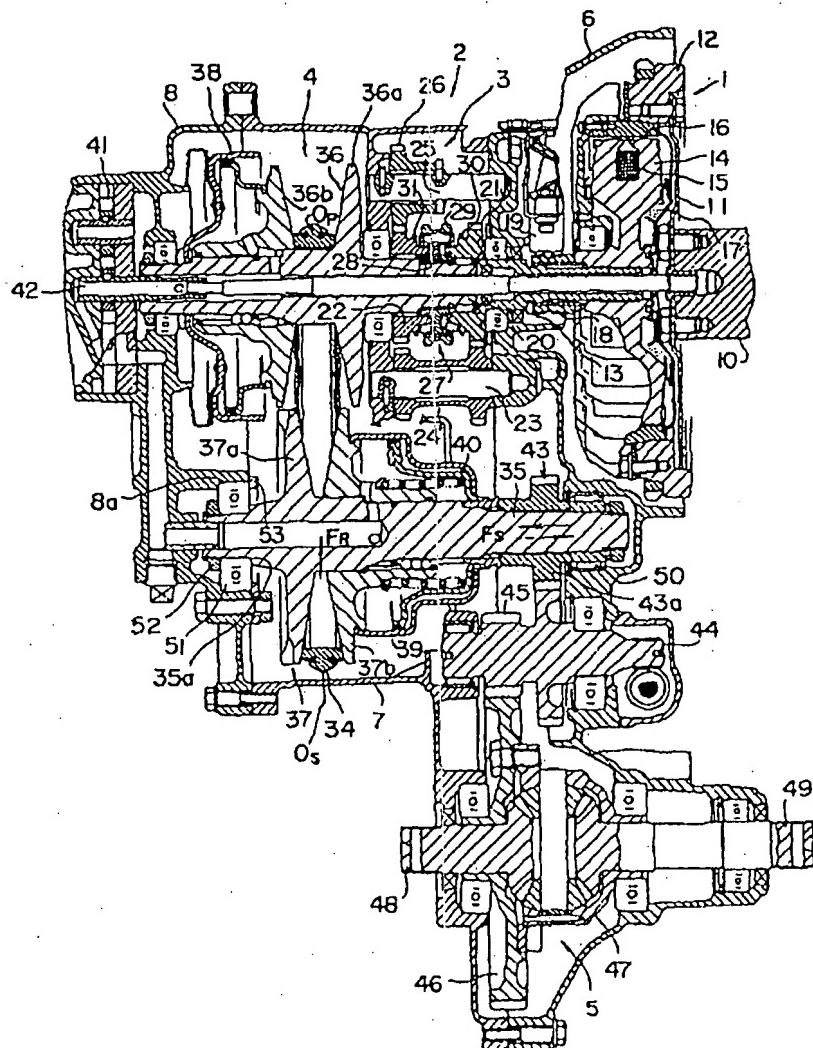
この結果、ポールベアリングによるブーリの位置決め機能が強化されて、ベルトの耐久性を向上することができるという効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

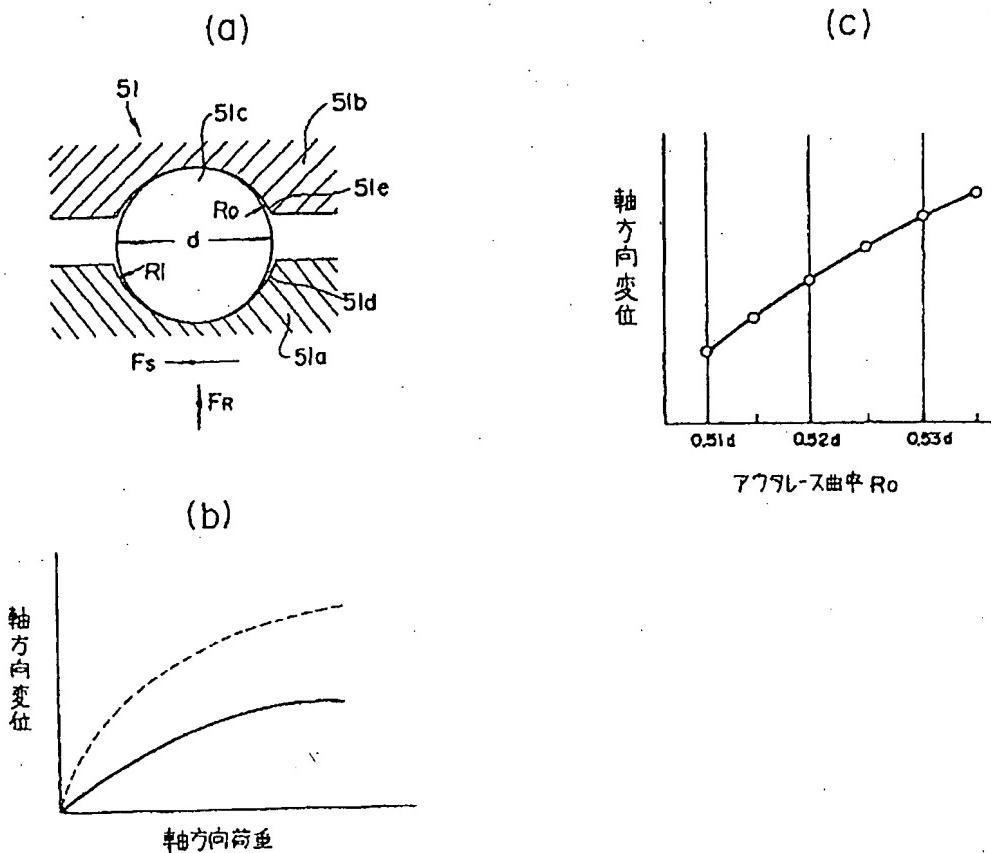
第1図は本発明のブーリ軸支持装置の実施例を示す縦断面図、第2図(a)はボールベアリングの断面図。

(b) はペアリング特性図、(c) は計測図である。
 35……副軸、37……セカンダリブーリ、51……ポールベ
 アリング、51a……インナレース、51b……アウタレー
 ス、51c……ボール。

〔第1圖〕



[第2図]



フロントページの続き

- (56) 参考文献 特開 昭53-139047 (J P, A)
 実開 昭57-149323 (J P, U)
 転がり軸受の選び方・使い方編集委員会
 編「転がり軸受の選び方・使い方」第1版
 (1976-12-1) P. 274 井戸守 外2
 名著「ミニチュア王軸受」(昭36-12-
 30) 日刊工業新聞社 P. 120